



IRW

Atty. Dkt. No. 023971-0416

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Hiroshi TSUNEHARA et al.
Title: VEHICLE BRAKE SYSTEM
Appl. No.: 10/830,055
Filing Date: 04/23/2004
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing dates of the following prior foreign applications filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith are certified copies of said original foreign applications:

- JAPAN Patent Application No. 2003-119646 filed 04/24/2003.
- JAPAN Patent Application No. 2003-124358 filed 04/28/2003.
- JAPAN Patent Application No. 2004-004176 filed 01/09/2004.

Respectfully submitted,

Date June 21, 2004

FOLEY & LARDNER LLP
Customer Number: 22428
Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

By

Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日
Date of Application: 2 0 0 3 年 4 月 2 4 日

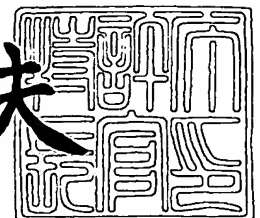
出 願 番 号
Application Number: 特 願 2 0 0 3 - 1 1 9 6 4 6
[ST. 10/C]: [J P 2 0 0 3 - 1 1 9 6 4 6]

出 願 人
Applicant(s): 日 産 自 動 車 株 式 有 限 公 司

2 0 0 4 年 3 月 5 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今 井 康 夫



【書類名】 特許願

【整理番号】 NM02-04058

【提出日】 平成15年 4月24日

【あて先】 特許庁長官 太田 信一郎 殿

【国際特許分類】 B60T 8/26

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

【氏名】 恒原 弘

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

【氏名】 村上 秀人

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会
社内

【氏名】 江口 孝彰

【特許出願人】

【識別番号】 000003997

【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100072051

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 興作

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 074997

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9706785

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 車両の制動装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 運転者の制動操作力を入力されるマスターシリンダから出力されたマスターシリンダ液圧に応動して機械的に車輪を制動する第 1 ブレーキ系を具備し、

少なくとも該第 1 ブレーキ系による制動状態の検出結果に応じて別の車輪を任意に制動制御する第 2 ブレーキ系を設けたことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項 2】 請求項 1 に記載の車両の制動装置において、前記制動操作力を倍力装置によりマスターシリンダへ入力するよう構成したことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項 3】 請求項 1 または 2 に記載の車両の制動装置において、前記第 1 ブレーキ系による制動状態が前記運転者の制動操作力であることを特徴とする車両の制動装置。

【請求項 4】 請求項 1 または 2 に記載の車両の制動装置において、前記第 1 ブレーキ系による制動状態が該第 1 ブレーキ系内における任意箇所の液圧であることを特徴とする車両の制動装置。

【請求項 5】 請求項 1 乃至 4 のいずれか 1 項に記載の車両の制動装置において、前記マスターシリンダをタンデムマスターシリンダとし、前記第 1 ブレーキ系を、該マスターシリンダの 2 個のマスターシリンダ液圧出口から 2 個の車輪の制動ユニットに至る独立した 2 系統により構成したことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項 6】 請求項 5 に記載の車両の制動装置において、前記第 1 ブレーキ系による制動状態が、該第 1 ブレーキ系の独立した 2 系統それぞれの任意箇所における液圧であることを特徴とする車両の制動装置。

【請求項 7】 請求項 1 乃至 4 のいずれか 1 項に記載の車両の制動装置において、前記機械的な第 1 ブレーキ系による制動状態の検出結果から該第 1 ブレーキ系の制動力および車両の要求減速度を演算する第 1 制動力演算手段および要求減速度演算手段と、

これら演算手段により求めた第1ブレーキ系の制動力および車両の要求減速度から、第1ブレーキ系の制動力との協働により車両の要求減速度を実現可能な前記第2ブレーキ系の目標制動力を演算する第2制動力演算手段とを設け、

第2ブレーキ系を該目標制動力が発生するよう制御する構成にしたことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項8】 請求項1乃至6のいずれか1項に記載の車両の制動装置において、前記第1ブレーキ系により制動される車輪または前記第2ブレーキ系により制動される車輪に駆動連結され、該車輪の回転エネルギーを電気エネルギーに変換してバッテリーに蓄電することにより車輪に制動力を付与する回生制動装置を設けたことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項9】 請求項8に記載の車両の制動装置において、前記機械的な第1ブレーキ系による制動状態の検出結果から該第1ブレーキ系の制動力および車両の要求減速度を演算する第1制動力演算手段および要求減速度演算手段と、

これら演算手段により求めた第1ブレーキ系の制動力および車両の要求減速度から、第1ブレーキ系の制動力との協働により車両の要求減速度を実現可能な前記第2ブレーキ系の目標制動力および前記回生制動装置の回生制動力を演算する第2制動力演算手段および回生制動力演算手段とを設け、

第2ブレーキ系を前記目標制動力が発生するよう制御すると共に回生制動装置を前記回生制動力が発生するよう制御する構成にしたことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項10】 請求項8に記載の車両の制動装置において、前記機械的な第1ブレーキ系による制動状態の検出結果から該第1ブレーキ系の制動力および車両の要求減速度を演算する第1制動力演算手段および要求減速度演算手段と、

これら演算手段により求めた第1ブレーキ系の制動力および車両の要求減速度から、第1ブレーキ系の制動力との協働により車両の要求減速度を実現可能な前記第2ブレーキ系の目標制動力および前記回生制動装置の回生制動力を演算する第2制動力演算手段および回生制動力演算手段と、

これら演算手段により求めた目標制動力および回生制動力を、前記第1ブレーキ系による制動力との関連において前軸制動力および後軸制動力間における制動

力配分が後輪を前輪より先に制動ロックさせることのない配分となるよう補正して補正済目標制動力および補正済回生制動力を演算する第2制動力補正手段および回生制動力補正手段とを設け、

第2ブレーキ系を前記補正済目標制動力が発生するよう制御すると共に回生制動装置を前記補正済回生制動力が発生するよう制御する構成にしたことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項11】 請求項8に記載の車両の制動装置において、前軸の制動力を前記第2ブレーキ系とは独立して増大可能な前軸制動力増大手段と、

前記第1ブレーキ系による制動状態の検出結果から該第1ブレーキ系の制動力および車両の要求減速度を演算する第1制動力演算手段および要求減速度演算手段と、

これら演算手段により求めた第1ブレーキ系の制動力および車両の要求減速度から、第1ブレーキ系の制動力との協働により車両の要求減速度を実現可能な前記第2ブレーキ系の目標制動力および前記回生制動装置の回生制動力を演算する第2制動力演算手段および回生制動力演算手段と、

前記第1ブレーキ系による制動力との関連において、車両の総制動力を前記要求減速度に対応した値に維持しつつ、前軸制動力および後軸制動力間における制動力配分が後輪を前輪より先に制動ロックさせることのない配分となるよう、前記目標制動力および回生制動力を補正して補正済目標制動力および補正済回生制動力を演算すると共に前記前軸制動力増大手段による前軸制動力増大量を演算する、第2制動力補正手段、回生制動力補正手段、および前軸制動力増大量演算とを設け、

第2ブレーキ系を前記補正済目標制動力が発生するよう制御し、また、回生制動装置を前記補正済回生制動力が発生するよう制御し、更に前軸制動力増大手段を前軸制動力増大量が発生するよう制御する構成にしたことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項12】 請求項11に記載の車両の制動装置において、後輪の制動スリップを防止する後輪スリップ防止装置が作動した場合、該装置のスリップ防止作用による後輪制動力低下分だけ前記前軸制動力増大手段により前軸制動力を増大

させるよう構成したことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項 13】 請求項 10 に記載の車両の制動装置において、前記機械的な第 1 ブレーキ系により前 2 輪を制動し、前記第 2 ブレーキ系により後 2 輪を制動するよう構成し、後輪用の第 2 ブレーキ系による制動力より前輪用の機械的な第 1 ブレーキ系による制動力を小さくして前記回生制動装置による回生制動力を増大させたことを特徴とする車両の制動装置。

【請求項 14】 請求項 8 乃至 13 のいずれか 1 項に記載の車両の制動装置において、前記回生制動装置を後 2 輪に関連して設けたことを特徴とする車両の制動装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車両の制動装置、特に、回生制動装置などと組み合わせて用いるため、運転者の制動操作力に応じた制動力を電子制御可能な車両の制動装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

運転者の制動操作力に応じた制動力を発生する液圧式や電動式などの摩擦制動装置は、例えば回生制動装置などと組み合わせて複合ブレーキとなすような場合、回生制動装置などがモータ／ジェネレータの回転数（車速）やバッテリーの蓄電状態に応じて許容最大回生制動トルクを異にするため、そして、エネルギー回収効率の観点からできるだけこの許容最大回生制動トルクを使い切る要求があるため、運転者の制動操作力に応じた摩擦制動力を逐一電子制御する必要がある。

【0003】

この電子制御に当たっては、運転者の制動操作力から求め得る要求制動トルクを摩擦制動装置と回生制動装置とで発生させるために、そして、回生制動装置の許容最大回生制動トルクをエネルギー回収効率の観点から許容最大回生制動トルクを使い切る要求があるため、要求制動力から許容最大回生制動トルクを差し引いて摩擦制動装置が発生すべき目標摩擦制動トルクと定め、運転者の制動操作力

に応じた摩擦制動装置の制動トルクがこの目標摩擦制動トルクとなるよう摩擦制動装置を電子制御する。

【0004】

かかる電子制御が可能となるようにした車両の制動装置としては従来、例えば特許文献1に記載のようなものが知られている。

つまり、ブレーキペダルの踏み込みに応動するマスターシリンダからの液圧を車輪のホイールシリンダへ供給するブレーキ液圧回路中に、上記の電子制御に際して閉じる遮断弁を挿置し、マスターシリンダのリザーバ内における作動液を媒体として吐出するポンプ、これを駆動する電動モータ、およびポンプからの作動液を蓄圧するアキュムレータで構成された液圧源を設ける。

上記の電子制御に際しては、この液圧源のアキュムレータ内圧を用いて増圧弁を介しホイールシリンダ内のブレーキ液圧を増圧したり、減圧弁を介しホイールシリンダ内のブレーキ液圧を減圧することにより、マスターシリンダ液圧とは関係なくブレーキ液圧を電子制御し得るようにしたものである。

【0005】

【特許文献1】

特開平2000-168536号公報

【0006】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記のようにして電子制御可能とした車両の制動装置にあっては、上記の電子制御に伴ってブレーキペダルのストロークや反力の変化が発生することによる違和感を回避するために上記の遮断弁が不可欠であり、更に加えて、電子制御中も通常通りのブレーキペダルの操作フィーリング（ストロークや反力）が必要であることから、この遮断弁およびマスターシリンダ間のブレーキ液圧回路にストロークシュミレータを接続して設ける必要がある。

これら遮断弁およびストロークシュミレータは部品点数の増大によりコスト上の不利益を招き、特にストロークシュミレータは、通常通りのブレーキペダルフィーリングを発生させるチューニングに多大の工数と複雑な構成を必要とし、コストアップの大きな要因となる。

【0007】

本発明は、従来のように遮断弁やストロークシュミレータを必要とすることなく、従って、少ない部品点数で安価に制動力の電子制御が可能となるようにした車両の制動装置を提供することを目的とする。

【0008】**【課題を解決するための手段】**

この目的のため本発明による車両の制動装置は、請求項1に記載のごとく、運転者の制動操作力を入力されるマスターシリンダから出力されたマスターシリンダ液圧に応動して車輪を機械的に制動する第1ブレーキ系を具え、少なくともこの第1ブレーキ系による制動状態の検出結果に応じて別の車輪を任意に制動制御する第2ブレーキ系を設けたことを特徴とするものである。

【0009】**【発明の効果】**

かかる本発明の構成によれば、第1ブレーキ系はマスターシリンダ液圧に応動して機械的に車輪を制動することから、当該車輪を運転者の制動操作力に応じた制動力で機械的に制動することができる。

一方で第2ブレーキ系は、少なくとも第1ブレーキ系による制動状態の検出結果に応じて別の車輪を任意に制動制御するため、この検出結果を用いて当該車輪の制動力を任意に制御することができる。

しかもこの際、第1ブレーキ系は車輪を機械的に制動するため、遮断弁やストロークシュミレータを付加することなく、通常の液圧ブレーキ装置と同様なブレーキペダル操作フィーリングを得ることができ、少ない部品点数で安価に当該上記の制動制御が可能となってコスト上大いに有利である。

【0010】**【発明の実施の形態】**

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

図1は、本発明の一実施の形態になる車両の制動装置を示し、1は、運転者が踏み込んで制動操作力を付与するブレーキペダル、2は、ブレーキペダル1からの制動操作力を入力されるマスターシリンダである。

ブレーキペダル 1 からの制動操作力は、負圧式や、正圧式や、油圧式を可とする倍力装置 3 を介して倍力下に入力する。

【0011】

マスターシリンダ 2 はタンデムマスターシリンダとし、該マスターシリンダ 2 の 2 個の液圧出口から左右前輪 4L, 4R の制動ユニット（ドラムブレーキやディスクブレーキ等）5L, 5R までブレーキ配管 6L, 6R を延在させ、これら独立した 2 系統により第 1 ブレーキ系 7 を構成する。

左右後輪 8L, 8R の制動ユニット（ドラムブレーキやディスクブレーキ等）9L, 9R は、ブレーキ配管 10L, 10R を介して後輪制動力制御装置 11 に接続し、これら独立した 2 系統により第 2 ブレーキ系 12 を構成する。

【0012】

後輪制動力制御装置 11 は、詳細を図示しなかったが、電動式ポンプおよびアキュムレータを含むブレーキ液圧源と、これからの液圧を元圧としてブレーキ配管 10L, 10R へのブレーキ液圧を決定する増圧弁および減圧弁と、これら弁の開閉制御を司るコントローラとで構成する。

そしてコントローラは、ブレーキペダル 1 の踏み込みストローク S を検出するストロークセンサ 13 からの信号を入力され、これを基に第 1 ブレーキ系 7 による前輪制動力および車両の要求減速度を演算する第 1 制動力演算手段および目標減速度演算手段と、これら第 1 ブレーキ系 7 による前輪制動力および車両の要求減速度から、第 1 ブレーキ系 7 による前輪制動力との協働により車両の要求減速度を実現可能な第 2 ブレーキ系 12 の目標後輪制動力を演算する第 2 制動力演算手段とを内蔵し、この目標後輪制動力が第 2 ブレーキ系 12 により達成されるよう増圧弁および減圧弁を開閉制御するものとする。

【0013】

上記した構成になる本実施の形態によれば、第 1 ブレーキ系 7 はマスターシリンダ液圧に応動して前輪 4L, 4R を機械的に制動することから、常に前輪 4L, 4R を運転者のブレーキペダル 1 からの制動操作力に応じた制動力で制動することができる。

一方で第 2 ブレーキ系 12 は、少なくとも第 1 ブレーキ系 7 による制動状態を表

すブレーキペダルストローク S に応じて後輪 8L, 8R を任意に制動制御するため、ブレーキペダルストローク S を用いて後輪 8L, 8R の制動力を任意に加減することができる。

しかもこの際、第 1 ブレーキ系 7 は前輪 4L, 4R を機械的に制動するため、従来装置につき前記した遮断弁やストロークシュミレータを付加することなく、通常の液圧ブレーキ装置と同様なブレーキペダル操作フィーリングを得つつ、第 2 ブレーキ系 12 による後輪 8L, 8R の任意の制動制御が可能であり、少ない部品点数で安価に上記の制動制御が可能となってコスト上大いに有利である。

【0014】

そして上記によれば、第 1 ブレーキ系 7 の制動力が機械的に定まることからその制御に際して演算が一切不要であり、第 2 ブレーキ系 12 の目標制動力を前記した通り、第 1 ブレーキ系 7 の制動力との関連で、車両の要求制動力が達成されるような値に設定する演算のみで足り、演算が大いに簡素化されて応答性も向上する。

【0015】

また、ブレーキペダル 1 からの制動操作力を倍力装置 3 によりマスターシリンダ 2 へ入力するよう構成したため、以下の作用効果が奏し得られる。

つまり従来の制動装置においては、電気系の失陥時に全輪のブレーキ液圧源であるポンプ駆動モータが動作不能になって全輪が制動不能になることから、このような電気系失陥時は前記の遮断弁を開いてマスターシリンダ液圧がそのまま全輪のブレーキユニットに供給されるようにした対策がなされている。

しかし従来の制動装置においては、倍力装置を設けないか、設ける場合においても、上記電動モータ駆動ポンプからのブレーキ液を流用する油圧式の倍力装置を用いるのが常套であったため、電気系の失陥時はいずれにしてもブレーキペダルからマスターシリンダへの制動操作力が倍力されなくなる。

【0016】

これに対し本実施の形態によれば、ブレーキペダル 1 からの制動操作力を倍力装置 3 によりマスターシリンダ 2 へ入力するため、制動力制御装置 11 内におけるポンプ駆動モータが動作不能になる電気系の失陥時においても、前輪 4L, 4R は倍

力装置 3 による制動作用を継続することができ、全輪で倍力装置による制動が不能になる従来装置に較べ、同一操作力当たりの車両としての制動力が大きくなるという利点がある。

通常、一般的に倍力装置による倍力比は 6 ～ 9 倍くらいのため、倍力不能になると同一操作力当たりの車両としての制動力は $1/9 \sim 1/6$ 程度に低下してしまいが、本実施の形態によれば車両制動力がこれほど大きく低下するのを回避することができる。

【0017】

本実施の形態においては更に、マスターシリンダ 2 をタンデムマスターシリンダとし、第 1 ブレーキ系 7 を、タンデムマスターシリンダ 2 の 2 個のマスターシリンダ液圧出口から前輪 4L, 4R の制動ユニット 5L, 5R に至る独立した 2 系統 6L, 6R により構成したため

第 1 ブレーキ系 7 を成す独立した 2 系統 6L, 6R のうち一方が失陥しても他方の系統による制動力を確保することができ、第 1 ブレーキ系 7 の失陥時における制動力低下度を小さくすることができる。

【0018】

なお上記した実施の形態では、後輪制動力制御装置 11 へ入力すべき第 1 ブレーキ系 7 による制動状態として、ストロークセンサ 13 により検出したブレーキペダルストローク S を用いたが、

この代わりに図 2 に示すごとく、第 1 ブレーキ系 7 を成す 2 系統 6L, 6R のうち一方（図 2 では左前輪系統 6L）へのマスターシリンダ液圧 P_m を検出するマスターシリンダ液圧センサ 14 からの信号を後輪制動力制御装置 11 へ入力したり、

或いは図 3 に示すごとく、第 1 ブレーキ系 7 を成す 2 系統 6L, 6R のうち一方（図 2 では左前輪系統 6L）のブレーキ液圧 P_w を検出するブレーキ液圧センサ 15 からの信号を後輪制動力制御装置 11 へ入力してもよい。

【0019】

ところで、図 2 のようにマスターシリンダ液圧 P_m を用いるにしても、また、図 3 のようにブレーキ液圧 P_w を用いるにしても、マスターシリンダ液圧 P_m を用いる場合につき図 4 に示すごとく、第 1 ブレーキ系 7 を成す 2 系統 6L, 6R に個々に液

圧センサ13a, 14bを設け、これらセンサからの情報を後輪制動力制御装置11へ入力するのがよい。

この場合、第1ブレーキ系7を成す2系統6L, 6Rのうち一方が失陥しても、正常な系統における液圧センサ14aまたは14bからの情報を用いて後輪制動力制御装置11は目標後輪制動力を演算することができ、信頼性を高める上で大いに有利である。

【0020】

図5は、本発明の更に他の実施の形態を示し、本実施の形態においては後輪制動力制御装置11へ入力すべき第1ブレーキ系7による制動状態として、踏力センサ16により検出したブレーキペダル1の踏力F（制動操作力）を用いたものである。

ここで、ブレーキペダル踏力FとブレーキペダルストロークSとの間に図7のごとき関係があり、倍力装置3が正常に機能している場合と失陥した場合とでは、同じブレーキペダル踏力FのもとでもブレーキペダルストロークSが異なる。

従って、第1ブレーキ系7による制動状態をブレーキペダル踏力F（制動操作力）で判断する場合、倍力装置3が失陥しても運転者が意図する制動力を確実に読み込むことができ、車両の要求制動力を正確に求めることができ、制動力制御を一層正確なものにし得る。

【0021】

なお図1～図5の何れの実施形態においても、左右前輪4L, 4Rに係わるブレーキ系をマスターシリンダ液圧に応動する機械的な第1ブレーキ系7とし、左右後輪8L, 8Rに係わるブレーキ系を少なくとも第1ブレーキ系7による制動状態の検出結果に応動する第2ブレーキ系12としたが、これらの関係を逆にしても同様の作用効果を達成し得ること勿論であるし、

或いは、左前輪4Lおよび右後輪8Rに係わるブレーキ系をマスターシリンダ液圧に応動する機械的な第1ブレーキ系7とし、右前輪4Rおよび左後輪8Lに係わるブレーキ系を少なくとも第1ブレーキ系7による制動状態の検出結果に応動する第2ブレーキ系12としてもよい。

【0022】

図7は、本発明の更に他の実施の形態を示し、本実施の形態においては、図2に示した構成に回生制動装置17を付加したもので、図中、図2におけると同様の部分を同一符号にて示す。

本実施の形態においては回生制動装置17を、第2ブレーキ系に12により制動される後輪8L, 8Rに関連して設ける。

ここで回生制動装置17は、後輪8L, 8Rに駆動連結されて該車輪の回転エネルギーを電気エネルギーに変換し、この電気エネルギーをバッテリーに蓄電することにより後輪8L, 8Rに制動力を付与するものとする。

【0023】

なお、回生制動装置17を図7のように後輪8L, 8Rに関連して設ける場合、制動力配分が前輪4L, 4Rに偏るのを防止し得て、制動時に車両姿勢が前のめりになる傾向を回避することができ好ましいが、回生制動装置17は図8のように前輪4L, 4Rに関連して設けてもよいこと勿論である。

図7および図8のように回生制動装置17を付加する場合、回生制動によるエネルギー回収によりエネルギーの有効利用を図ることができて有利である。

【0024】

いずれにしても第2ブレーキ系12の目標制動力および回生制動装置17による回生制動力は、例えば図9に示す制御プログラムにより決定することができる。

先ずステップS11においては、第1ブレーキ系7による制動状態を検出するが、ここでは図7および図8に示すセンサ14により検出したマスターシリンダ液圧 P_m を、第1ブレーキ系7の制動状態として読み込む。

要求減速度演算手段に相当する次のステップS12においては、図13に例示した機械的な第1ブレーキ系7（前輪4L, 4R）の制動圧、つまりマスターシリンダ液圧 P_m と、車両の要求減速度 G_s との関係を表した予定のマップを基に、マスターシリンダ液圧 P_m から車両の要求減速度 G_s を検索により求める。

【0025】

次いで、第1制動力演算手段に応答するステップS13において、機械的な第1ブレーキ系7の制動力 F_1 （図7および図8では前輪制動力）を、マスターシリンダ液圧 P_m と、液圧・制動力変換係数 K とを用い、 $F_1 = P_m \times K$ の演算により求める

。

次のステップ S14においては、要求減速度 G_s および第1ブレーキ系7による制動力 F_1 （以下では、第1制動力 F_1 とも言う）の関数 $f(G_s, F_1)$ で表される、要求減速度 G_s に対する制動力不足分 F_o を求める。

具体的には、要求減速度 G_s ごとにこれを達成可能な前後輪制動力の組み合わせを示した図14に例示するマップを基に、要求減速度 G_s および第1制動力 F_1 から、 $G_s=0.4G$ である場合につき図14に示すようにして、要求減速度 G_s に対する制動力不足分 F_o を求める。

第1制動力 F_1 のみでは車両の要求減速度 G_s を達成することができず、 F_o はその時の不足分を意味する。

【0026】

回生制動力演算手段に相当するステップ S15では、上記の制動力不足分 F_o と、回生制動装置17の許容最大回生制動力 F_{gmax} とから、以下のようにして回生制動装置17の回生制動力 F_g を設定する。

つまり、回生制動を併用する車両の制動装置においては、回生制動によるエネルギー回収効率を高める意味合いにおいて回生制動装置17の許容最大回生制動力 F_{gmax} をできるだけ使い切るのがよいことから、しかし、回生制動装置17の回生制動力 F_g が上記の制動力不足分 F_o を越えると車両減速度が要求減速度 G_s を越えて過大になるため、

制動力不足分 F_o および許容最大回生制動力 F_{gmax} のうちの小さい方 $\min(F_o, F_{gmax})$ を回生制動装置17の回生制動力 F_g と定め、これを回生制動装置17に指令する。

。

【0027】

その後、第2制動力演算手段に相当するステップ S16で、制動力不足分 F_o から回生制動力 F_g を差し引いて第2ブレーキ系12の目標制動力 F_2 を求め、これを後輪制動力制御装置11に指令する。

【0028】

以上のような第2ブレーキ系12（目標制動力 F_2 ）および回生制動装置17（回生制動力 F_g ）による車両の制動力制御によれば、機械的な第1ブレーキ系7による

制動状態（ブレーキペダルストローク S ）の検出結果から求めた第 1 ブレーキ系 7 の制動力 F_1 および車両の要求減速度 G_s を基に、第 1 ブレーキ系 7 の制動力 F_1 との協働により要求減速度 G_s を実現可能な第 2 ブレーキ系 12 の目標制動力 F_2 および回生制動装置 17 の回生制動力 F_g を求めて車両の制動力制御に資するため、

第 1 ブレーキ系 7 の制動力 F_1 と、第 2 ブレーキ系 12 の目標制動力 F_2 と、回生制動装置 17 による回生制動力 F_g とで要求減速度 G_s を確実に達成することができ、回生制動によるエネルギー回収を図りつつ要求減速度 G_s の実現が可能である。

【0029】

しかも、第 1 ブレーキ系 7 の制動力 F_1 が運転者によるブレーキペダル操作で機械的に決定されるため、これに関する演算が不要となり、第 2 ブレーキ系 12 の目標制動力 F_2 および回生制動装置 17 の回生制動力 F_g を演算するだけでよくて、演算負荷を減ずることができる。

なお、図 9 のステップ S_{15} およびステップ S_{16} における回生制動力 F_g を 0 にした場合の制御が、図 1 ～図 5 のように回生制動装置を付設しない制動システム用の前記した制御となるのは言うまでもない。

【0030】

図 10 は、図 7 に示すように回生制動装置 17 を第 2 ブレーキ系 12 に係わる後輪 8L, 8R に関連して設けた制動システムを制御対象とし、第 2 ブレーキ系 12 および回生制動装置 17 の制御量を図 9 とは別の要領で求める制御プログラムを示す。

ステップ S_{21} ～ステップ S_{23} は、図 9 におけるステップ S_{11} ～ステップ S_{13} と同様のもので、ステップ S_{21} において機械的な第 1 ブレーキ系 7 の制動状態（マスターシリンダ液圧 P_m ）を読み込み、ステップ S_{22} において車両の要求減速度 G_s を求め、ステップ S_{23} において第 1 ブレーキ系 7 の制動力 F_1 （前輪制動力）を演算する。

【0031】

ステップ S_{24} においては、図 9 のステップ S_{12} におけると同様にして求めた要求減速度 G_s の関数 $f(G_s)$ で表される車両の要求制動力 F_{total} （要求減速度 G_s を達成するための制動力）を求める。

この要求制動力 F_{total} は、例えば図 15 に例示するように車両ごとに予め求め

ておいたマップを基に要求減速度Gsから検索により求めるのがよい。

ステップS25においては、要求制動力 F_{total} に対する制動力不足分 F_o を $F_o = F_{total} - F_1$ の演算により求める。

第1制動力 F_1 のみでは車両の車両の要求制動力 F_{total} を達成することができず、 F_o はその時の不足分を意味する。

【0032】

ステップS26においては、図9のステップS15におけると同様にして、制動力不足分 F_o および許容最大回生制動力 F_{gmax} のうちの小さい方 $\min(F_o, F_{gmax})$ を回生制動装置17の回生制動力 F_g と定める。

ステップS27においては、図9のステップS16におけると同様にして、制動力不足分 F_o から回生制動力 F_g を差し引いて第2ブレーキ系12の目標制動力 F_2 を求める。

ステップS28においては、前軸制動力 F_f および後軸制動力 F_r を演算するが、この演算に当たっては図7の構成に照らして、第1制動力 F_1 をそのまま前軸制動力 F_f とし、第2制動力 F_2 および回生制動力 F_g の和値を後軸制動力 F_r とする。

【0033】

第2制動力補正手段および回生制動力補正手段に相当するステップS29においては、先ず、後輪が前輪より先に制動ロックして車両挙動が不安定になることのないよう上記後軸制動力 F_r を制限する。

図16は、制動時に前後輪が同時にロックする前後軸理想制動力配分特性を例示するもので、特性線図より上の領域が後軸制動力 F_r の過大で後輪を先にロックさせる領域、下の領域が前軸制動力 F_f の過大で前輪を先にロックさせる領域を示し、前後軸制動力配分を図16の理想特性よりも下の領域となるよう定めることで制動時の車両挙動を安定させることができる。

そこで後軸制動力 F_r の制限に当たっては、図16の前後軸制動力理想配分特性を基に前軸制動力 F_f から後軸制動力限界値 F_{rlim} を求め、これと上記後軸制動力 F_r との小さい方 $\min\{F_r, F_{rlim}(F_f)\}$ を制限済後軸制動力 F_{rl} と定める。

【0034】

そして、後軸制動力 F_r から制限済後軸制動力 F_{rl} を差し引くことにより後軸制

動力過大分 $dFr1 (=Fr-Fr1)$ を求め、第2制動力 $F2$ からこの後軸制動力過大分 $dFr1$ を差し引いて、第2ブレーキ系12の補正済目標制動力 $F2t (=F2-dFr1)$ を求める。

しかし、補正済目標制動力 $F2t$ が負値になると制御上の不都合を生ずるから、 $(F2-dFr1)$ と0との大きい方 $\max(0, F2-dFr1)$ を補正済目標制動力 $F2t$ と定める。

次に、補正済目標制動力 $F2t$ と回生制動力 Fg との和値（第2制動力 $F2$ の上記補正後における後軸制動力）から制限済後軸制動力 $Fr1$ を差し引いて、第2制動力 $F2$ の上記補正後における後軸制動力過大分 $dFr2 (=F2t-Fr1)$ を求める。

そして、回生制動力 Fg からこの後軸制動力過大分 $dFr2$ を差し引いて、補正済回生制動力 $Fg2 (=Fg-dFr2)$ を求める。

しかし、補正済回生制動力 $Fg2$ が負値になると制御上の不都合を生ずるから、 $(Fg-dFr2)$ と0との大きい方 $\max(0, Fg-dFr2)$ を補正済回生制動力 $Fg2$ と定める。

【0035】

ステップS30においては、ステップS29で上述のように求めた補正済目標制動力 $F2t$ および補正済回生制動力 $Fg2$ をそれぞれ、図7における後輪制動力制御装置11および回生制動装置17に出力して指令する。

【0036】

以上のような第2ブレーキ系12（補正済目標制動力 $F2t$ ）および回生制動装置17（補正済回生制動力 $Fg2$ ）による車両の制動力制御によれば、これら補正済目標制動力 $F2t$ および補正済回生制動力 $Fg2$ が、後輪先ロックとなることのない前後軸制動力（ Ff, Fr ）配分となすものであることから、

制動時に後輪が前輪よりも先にロックして車両が挙動不安定になるのを防止することができる。

また本実施の形態においても、第1ブレーキ系7の制動力 $F1$ が運転者によるブレーキペダル操作で機械的に決定されるため、これに関する演算が不要であり、第2ブレーキ系12の補正済目標制動力 $F2t$ および回生制動装置17の補正済回生制動力 $Fg2$ を演算するだけでよくて、演算負荷を減ずることができる。

【 0 0 3 7 】

図 1 1 は、図 8 に示すように回生制動装置 17 を第 1 ブレーキ系 7 に係わる前輪 4L, 4R に関連して設けた制動システムであって、且つ、その前輪ブレーキ配管 6L, 6R に個々に図 1 2 のごとき前軸制動力増大手段 31 を付加した制動システムを制御対象とし、第 2 ブレーキ系 12 および回生制動装置 17 の制御量を図 9 および図 1 0 とは更に別の要領で求める制御プログラムを示す。

先ず図 1 2 の前軸制動力増大手段 31 を説明するに、これを、常開電磁弁 32 と、常閉電磁弁 33 と、増圧ポンプ 34 とで構成する。

常閉電磁弁 33 および増圧ポンプ 34 を直列配置し、これらに対し常開電磁弁 32 を並列配置し、かかる相互配置になるユニットを、図 8 に示す制動システムにおける前輪ブレーキ配管 6L, 6R 中に個々に挿置する。

なお増圧ポンプ 34 は、常閉電磁弁 33 に対しこれよりも制動ユニット 5L, 5R に近い側に配置し、マスターシリンダ 2（図 8 参照）の作動液を制動ユニット 5L, 5R に吐出するようなものとするが、車両の制動装置によるダイナミック挙動制御に用いられている既存のポンプを流用するのがよい。

【 0 0 3 8 】

前軸制動力増大手段 31 の作用を次に説明するに、通常は常開電磁弁 32 および常閉電磁弁 33 がともに OFF で図示の接続状態となっており、制動ユニット 5L, 5R へはマスターシリンダ液圧 P_m が供給され、前軸制動力が運転者による制動操作のみにより決まる。

運転者による制動操作力を越えて前軸制動力を増大させる要求があるときは、常開電磁弁 32 を ON により閉じ、常閉電磁弁 33 を ON により開いて制動ユニット 5L, 5R をマスターシリンダから遮断する。

この状態で増圧ポンプ 34 を前軸制動力の要求増大量に応じて駆動することにより、制動ユニット 5L, 5R のブレーキ液圧 P_w を増圧して前軸制動力を要求増大量だけ大きくする。

【 0 0 3 9 】

図 8 にかかる前軸制動力増大手段 31 を付加した制動システムに係わる図 1 1 の制御プログラムを以下に説明する。

ステップS41～ステップS47は、図10におけるステップS21～ステップS27と同様のもので、

ステップS41において機械的な第1ブレーキ系7の制動状態（マスターシリンダ液圧 P_m ）を読み込み、

ステップS42において車両の要求減速度 G_s を求め、

ステップS43において第1ブレーキ系7の制動力 F_1 （前輪制動力）を演算し、

ステップS44において車両の要求制動力 F_{total} （要求減速度 G_s を達成するための制動力）を求め、

ステップS45において制動力不足分 F_0 を求め、

ステップS46において回生制動装置17の回生制動力 F_g を設定し、

ステップS47においては、図17の①で示すように要求減速度 G_s （図17の①は $G_s=0.4G$ の場合）および第1制動力 F_1 から、第1制動力 F_1 との協働により要求減速度 G_s を実現するのに必要な第2ブレーキ系12の目標制動力 F_2 を求める。

【0040】

ステップS48においては、前軸制動力 F_f および後軸制動力 F_r を演算するが、この演算に当たっては図8の構成に照らして、第1制動力 F_1 および回生制動力 F_g の和値を前軸制動力 F_f とし、第2制動力 F_2 をそのまま後軸制動力 F_r （図17参照）とする。

第2制動力補正手段に相当するステップS49においては、後輪が前輪より先に制動ロックして車両挙動が不安定になることのないよう上記後軸制動力 F_r を、図10のステップS29で行ったと同様にして制限し、図17に例示するごとくに制限済後軸制動力 F_{r1} を求める。

【0041】

前軸制動力増大量演算手段に相当するステップS50においては、後軸制動力 F_r から制限済後軸制動力 F_{r1} を差し引くことにより後軸制動力過大分、従って、後輪が前輪より先に制動ロックするのを防止するのに必要な前軸制動力補正（要求増大）量 F_{fd} （ $=F_r-F_{r1}$ ）を、図17の②で示すように求める。

次のステップS51においては、後輪用のアンチスキッド制御装置（制動スリップに応動するものなら何でもよい）が作動しているか否かをチェックし、作動し

ていなければ、ステップ S52 および ステップ S53 をスキップして制御をステップ S54 に進め、図 17 の③で示すごとく第 2 ブレーキ系 12 の補正済目標制動力として上記の制限済後軸制動力 $Fr1$ をそのまま図 8 の後輪制動力制御装置 11 へ出力し、上記の回生制動力 Fg を回生制動装置 17 へ出力し、上記の前軸制動力要求増大量 Ffd を図 12 の前軸制動力増大手段 31 へ出力する。

かように前軸制動力要求増大量 Ffd を前軸制動力増大手段 31 へ出力することにより、この増大量 Ffd が図 17 に④で示すごとく第 1 制動力 $F1$ に加算されて要求減速度 G_s ($0.4G$) を実現することができ、後輪先ロックを生じない前後軸制動力配分によっても減速度が不足することはない。

【0042】

以上のような第 2 ブレーキ系 12 (補正済目標制動力 $Fr1$)、および回生制動装置 17 (回生制動力 Fg)、並びに前軸制動力増大手段 31 (前軸制動力要求増大量 Ffd) による車両の制動力制御によれば、これら補正済目標制動力 $Fr1$ 、回生制動力 Fg 、および前軸制動力要求増大量 Ffd が上記したところから明らかなように、車両の目標減速度 G_s を達成しつつ後輪先ロックとなることのない前後軸制動力 (Ff , Fr) 配分となすものであることから、

目標減速度 G_s を実現しつつ、制動時に後輪が前輪よりも先にロックして車両が挙動不安定になるのを防止することができる。

また本実施の形態においても、第 1 ブレーキ系 7 の制動力 $F1$ が運転者によるブレーキペダル操作で機械的に決定されるため、これに関する演算が不要であり、第 2 ブレーキ系 12 の補正済目標制動力 $F2t$ および回生制動装置 17 の補正済回生制動力 $Fg2$ 並びに前軸制動力増大手段 31 の前軸制動力要求増大量 Ffd を演算するだけでよくて、演算負荷を減ずることができる。

【0043】

ところで図 11 のステップ S51 で後輪用のアンチスキッド制御装置が作動していると判定する場合は、ステップ S52 において左右後輪の低下している実制動力 $Fr2$ を、路面摩擦係数 μ および車輪荷重 W との乗算により演算し、次いで、前軸制動力増大量演算手段に相当するステップ S53 において、後軸制動力 Fr から実制動力 $Fr2$ を差し引くことにより後軸制動力過大分、従って、後輪が前輪より先に

制動ロックするのを防止するのに必要な前軸制動力補正（要求増大）量 F_{fd} （ $=F_r - Fr_2$ ）を求め、これをステップ S54 で出力する。

従って、アンチスキッド制御装置が作動するような左右後輪の制動力低下時は、ステップ S50 で求めた前軸制動力要求増大量 F_{fd} （ $=Fr - Fr_1$ ）に代え、低下している後輪制動力 Fr_2 を用いてステップ S53 で求めた前軸制動力要求増大量 F_{fd} （ $=Fr - Fr_2$ ）が制動力制御に供されることとなり、結果として、後輪用アンチスキッド制御装置のスリップ防止作用による後輪制動力低下分だけ前軸制動力要求増大量 F_{fd} が増大されることになり、かかるアンチスキッド制御装置の作用による後輪制動力の低下時も車両の要求減速度 G_s が達成されなくなることがない。

【0044】

なお、図7および図8に示すように回生制動装置17を付加し、図10のような制動力制御を行う場合は、図7および図8に示すように機械的な第1ブレーキ系7により前2輪4L, 4Rを制動し、電子的な第2ブレーキ系12により後2輪8L, 8Rを制動するよう構成し、後輪用の第2ブレーキ系12による制動力より前輪用の機械的な第1ブレーキ系7による制動力 F_1 を小さくするのがよい。

かようにすることにより、後輪先ロック防止用に要求される前後軸制動力配分との関連で回生制動装置17による回生制動力を増大させる必要が生じて、エネルギー回収量が大きくなり、エネルギー効率を高めることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一実施の形態になる車両の制動装置を示す制御システム図である。

【図2】 本発明の他の実施の形態になる車両の制動装置を示す制御システム図である。

【図3】 本発明の更に他の実施の形態になる車両の制動装置を示す制御システム図である。

【図4】 本発明の別の実施の形態になる車両の制動装置を示す制御システム図である。

【図5】 本発明の更に別の実施の形態になる車両の制動装置を示す制御システム図である。

【図 6】 ブレーキペダルの踏力とストロークとの関係を、倍力装置が機能している場合と、機能していない場合とで比較して示す特性線図である。

【図 7】 図 2 の制動装置において後輪に回生制動装置を付加した場合の車両の制動装置を示す制御システム図である。

【図 8】 図 2 の制動装置において前輪に回生制動装置を付加した場合の車両の制動装置を示す制御システム図である。

【図 9】 図 7 または図 8 のように回生制動装置を付加した制動装置の制動力制御プログラムを示すフローチャートである。

【図 10】 図 7 のように回生制動装置を付加した制動装置の制動力制御プログラムを示すフローチャートである。

【図 11】 図 8 のように回生制動装置を付加し、これに前軸制動力増大手段を付加した制動装置の制動力制御プログラムを示すフローチャートである。

【図 12】 図 8 の制動装置に付加する前軸制動力増大手段を示す概略説明図である。

【図 13】 前輪制動圧に対する車両要求減速度の変化特性を例示する特性線図である。

【図 14】 車両の要求減速度を達成するための前輪制動力および後輪制動力の組み合わせを示した線図である。

【図 15】 車両の要求減速度に対する要求制動力の変化特性を示す特性線図である。

【図 16】 前輪と後輪が同時にロックする前後軸理想制動力配分特性を示す線図である。

【図 17】 図 11 の制御プログラムによる動作順序を説明するのに用いた、図 14 と同様な車両要求減速度と、前軸制動力と、後軸制動力との関係線図である。

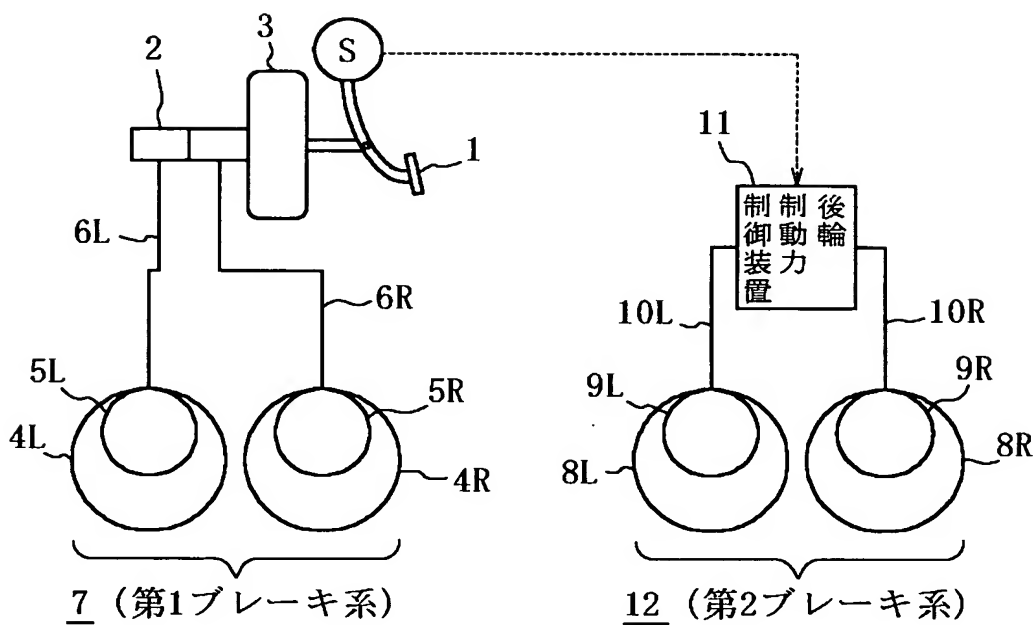
【符号の説明】

- 1 ブレーキペダル
- 2 マスターシリンダ
- 3 倍力装置

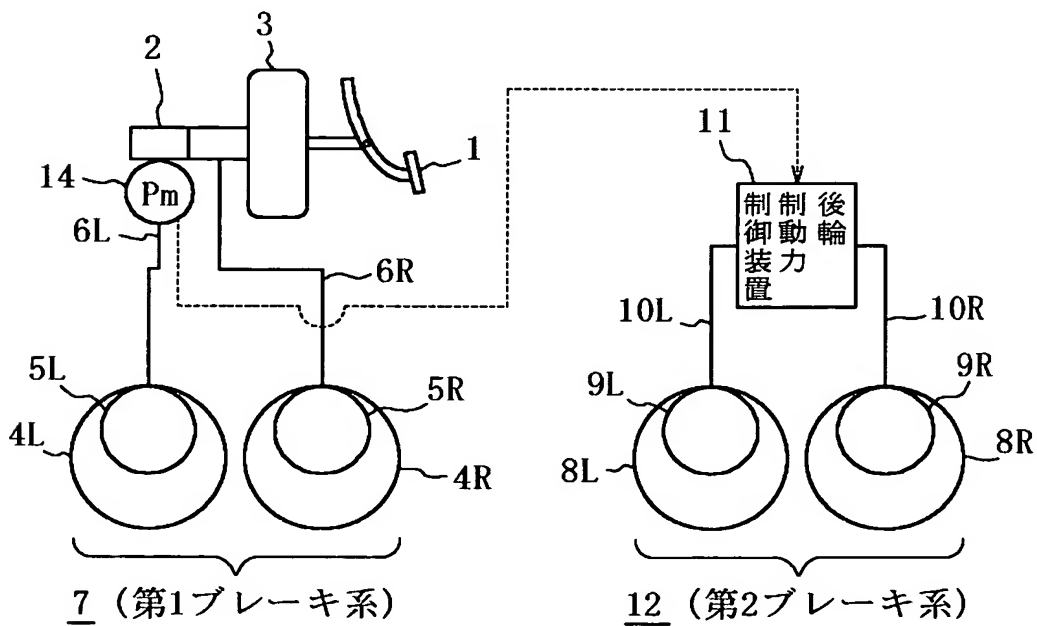
- 4L, 4R 左右前輪
- 5L, 5R 制動ユニット
- 6L, 6R ブレーキ配管
- 7 第 1 ブレーキ系
- 8L, 8R 左右後輪
- 9L, 9R 制動ユニット
- 10L, 10R ブレーキ配管
- 11 後輪制動力制御装置
- 12 第 2 ブレーキ系
- 13 ブレーキペダルストロークセンサ
- 14 マスターシリンダ液圧センサ
- 15 ブレーキ液圧センサ
- 16 ブレーキペダル踏力センサ
- 17 回生制動装置
- 31 前軸制動力増大手段
- 32 常開電磁弁
- 33 常閉電磁弁
- 34 増圧ポンプ

【書類名】 図面

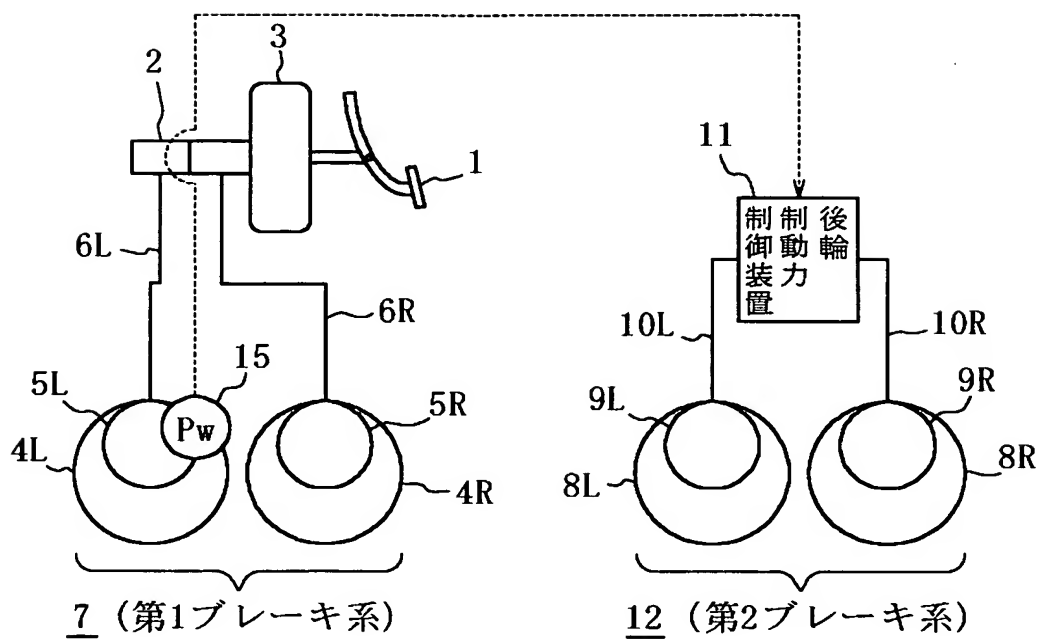
【図 1】



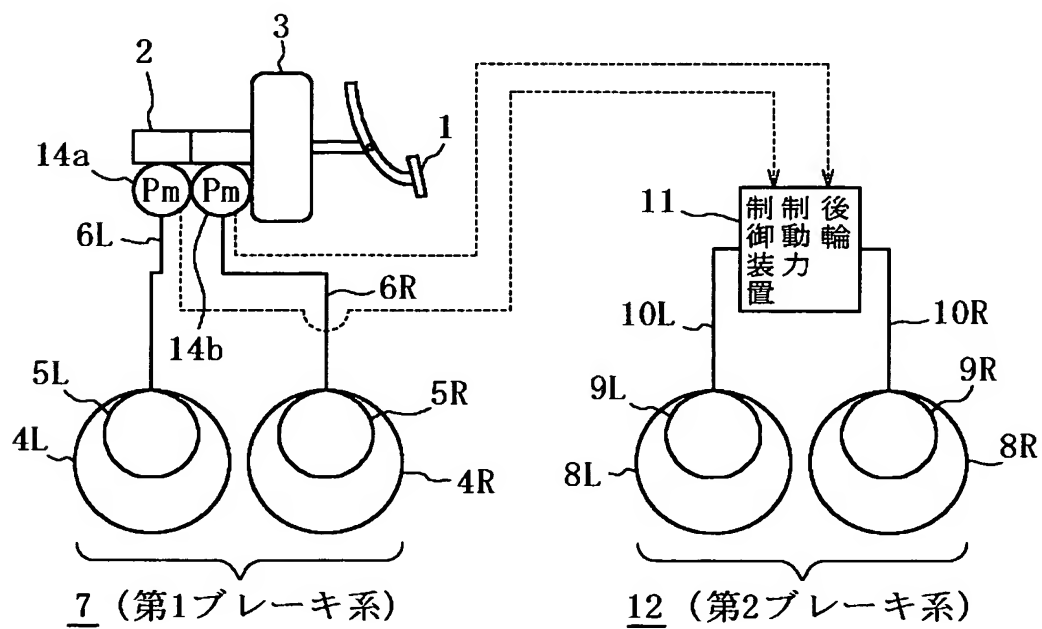
【図 2】



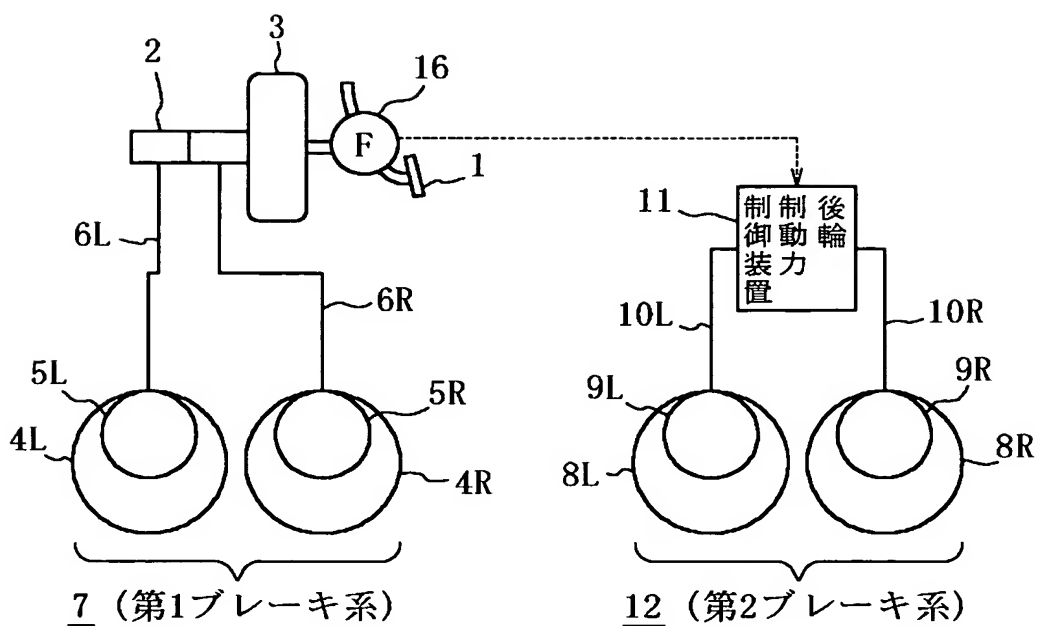
【図 3】



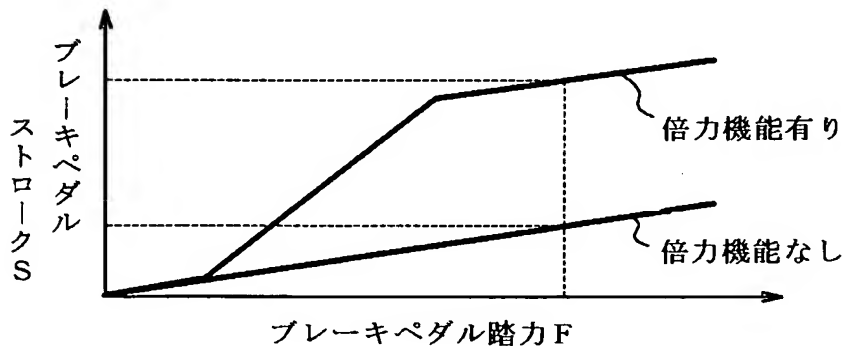
【図 4】



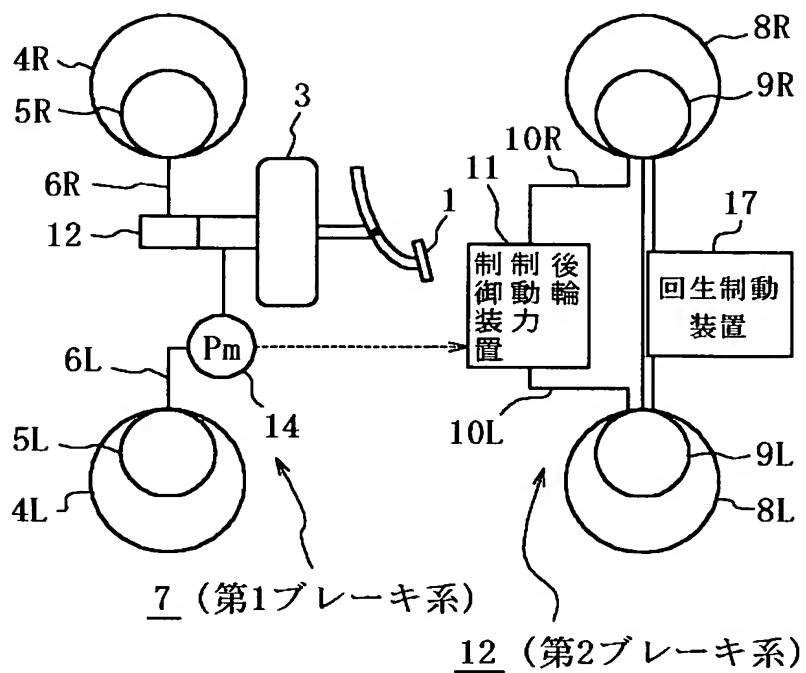
【図 5】



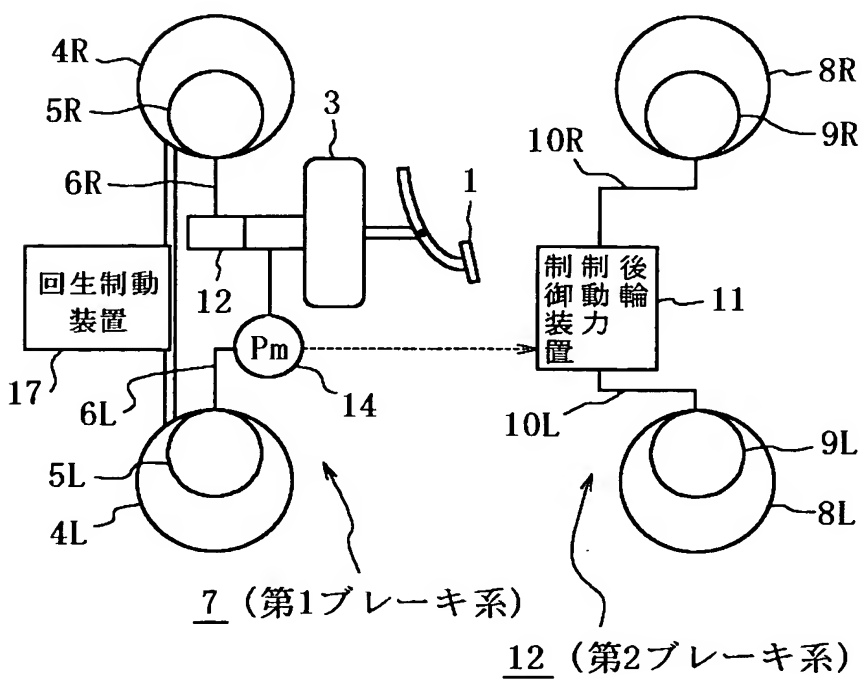
【図 6】



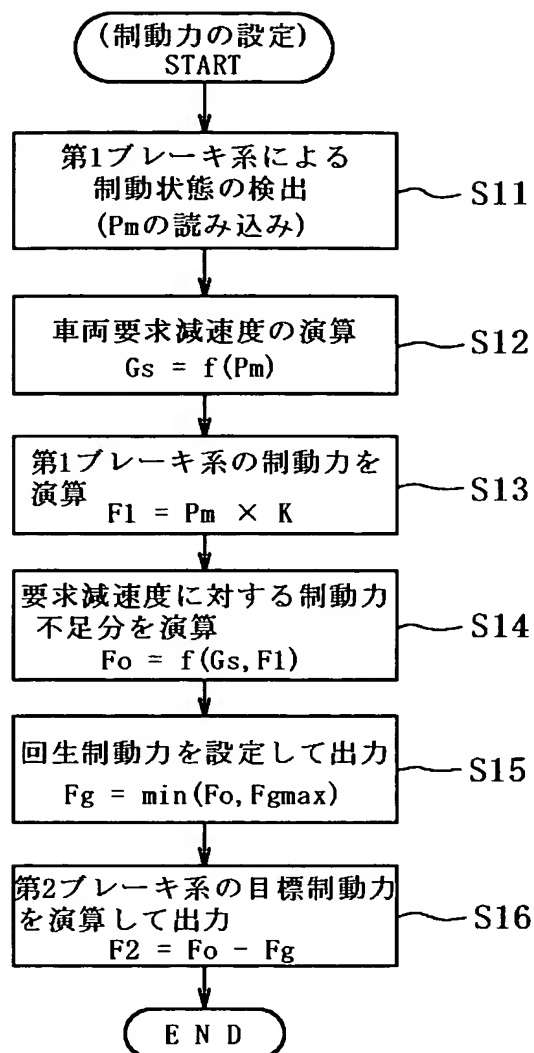
【図 7】



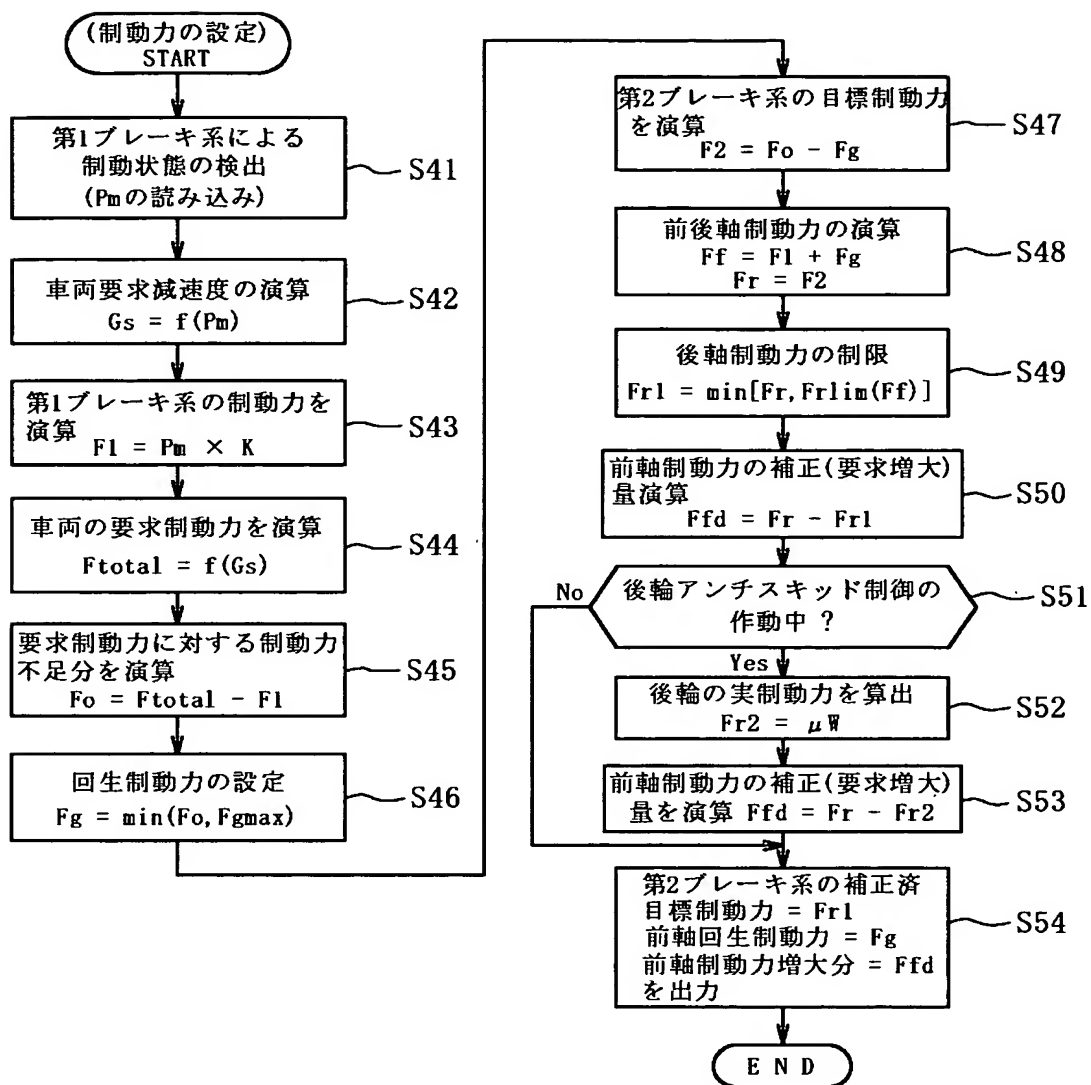
【図 8】



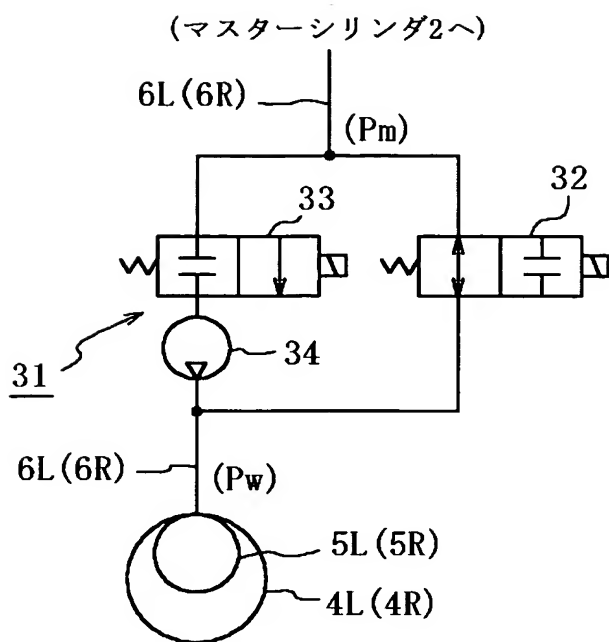
【図 9】



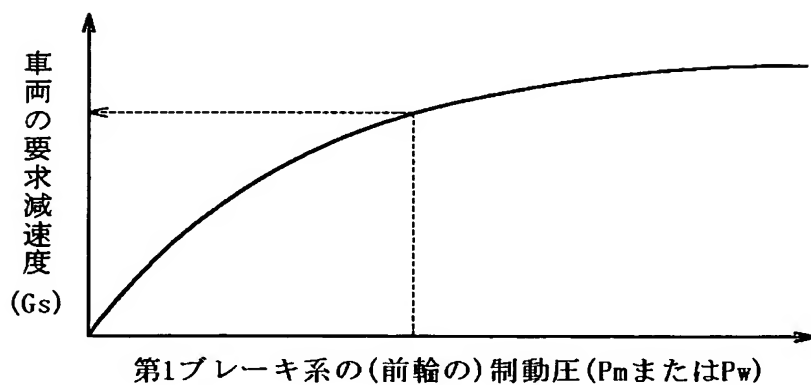
【図11】



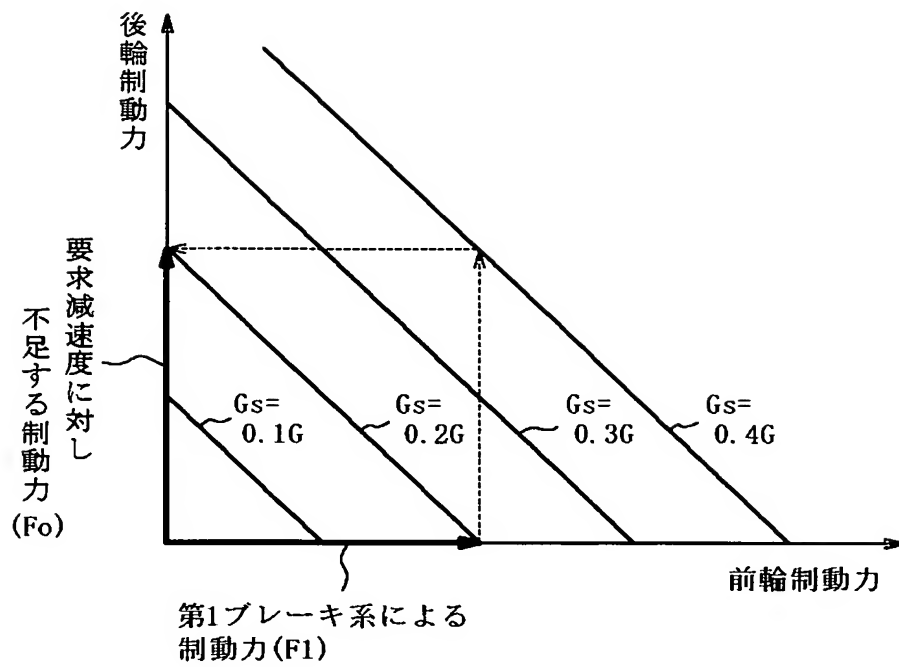
【図 12】



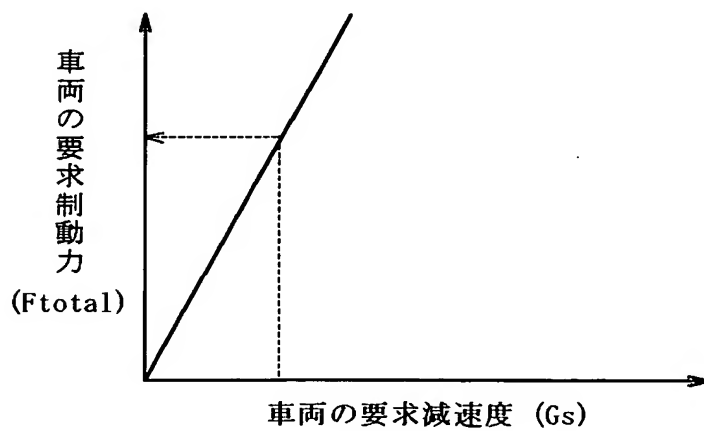
【図 13】



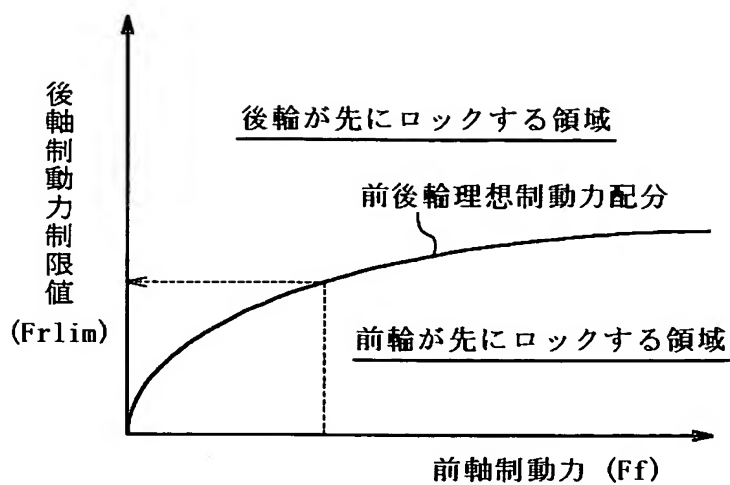
【図 14】



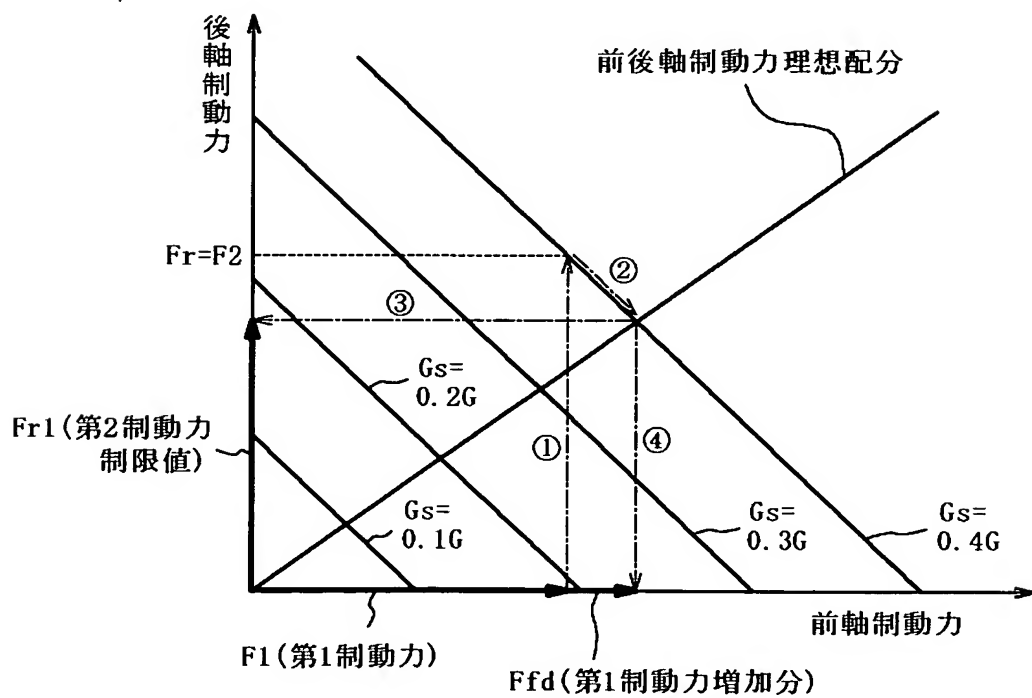
【図 15】



【図 16】



【図 17】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 車両制動力の電子制御を、遮断弁やストロークシュミレータなしに安価に行い得るようにした車両の制動装置を提供する。

【解決手段】 ブレーキペダル 1 に倍力装置 3 を介し連結したタンデムマスターシリンダ 2 の液圧出口から出た液圧は配管 6L, 6R を介し左右前輪 4L, 4R の制動ユニット 5L, 5R に達して前輪 4L, 4R を制動するようになし、前輪ブレーキ系を機械的な第 1 ブレーキ系 7 で構成する。左右後輪 8L, 8R の制動ユニット 9L, 9R は、配管 10L, 10R を介して後輪制動力制御装置 11 に接続し、後輪ブレーキ系を電子制御式の第 2 ブレーキ系 12 で構成する。装置 11 は、ブレーキペダル 1 のストローク S を検出するセンサ 13 からの信号を入力され、第 1 ブレーキ系 7 による前輪制動力および要求減速度を演算し、この前輪制動力との協働で要求減速度を実現可能な第 2 ブレーキ系 12 の目標後輪制動力を演算し、これが達成されるよう第 2 ブレーキ系 12 を電子制御する。

【選択図】 図 1